

(19)日本国特許庁(J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 ( A )

(11)特許出願公開番号

特開平6-2966

(43)公開日 平成6年(1994)1月11日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

F 2 5 B 1/10

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

S 8919-3L

審査請求 未請求 請求項の数6(全 7 頁)

(21)出願番号 特願平4-156945

(22)出願日 平成4年(1992)6月16日

(71)出願人 000005821

松下電器産業株式会社

大阪府門真市大字門真1006番地

(72)発明者 船倉 正三

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器  
産業株式会社内

(72)発明者 中谷 和生

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器  
産業株式会社内

(72)発明者 田頭 賢

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器  
産業株式会社内

(74)代理人 弁理士 松田 正道

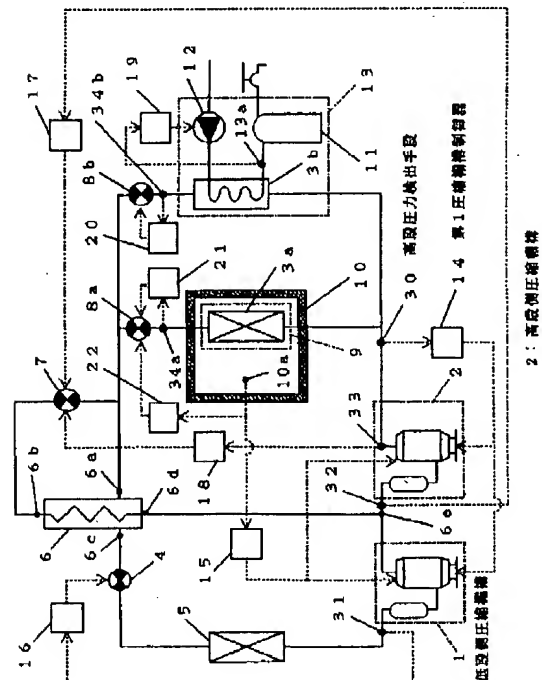
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 二段圧縮ヒートポンプシステム

(57)【要約】

【目的】 冷暖房給湯装置等のように多用途の装置に適用した場合に、システム全体の効率や信頼性を向上できる二段圧縮ヒートポンプシステムを提供することを目的とする。

【構成】 高段圧力検出手段30が高段側圧縮機構2の冷媒出口の冷媒圧力を検出し、第1圧縮機構制御器14が、その高段圧力検出手段30の検出結果に応じて、冷媒圧力が所定の範囲内に納まるように、低段側圧縮機構1の圧縮比と高段側圧縮機構2の圧縮比とを実質上等しく保つように低段側圧縮機構1及び高段側圧縮機構2を制御する。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 圧縮比可変の低段側圧縮手段と、その低段側圧縮手段に直列に接続された圧縮比可変の高段側圧縮手段と、その高段側圧縮手段の冷媒出口側に接続された第1熱交換手段と、前記低段側圧縮手段の冷媒入口側に接続された第2熱交換手段と、前記第1熱交換手段と前記第2熱交換手段との間に設けられた絞り手段とを備えた二段圧縮ヒートポンプシステムにおいて、前記高段側圧縮手段の冷媒出口の冷媒圧力を検出する高段圧力検出手段と、その高段圧力検出手段の検出結果に応じて、前記冷媒圧力が所定の範囲内に納まるように、前記低段側圧縮手段の圧縮比と前記高段側圧縮手段の圧縮比とを実質上等しく保つように前記低段側圧縮手段及び前記高段側圧縮手段を制御する制御手段とを備えたことを特徴とする二段圧縮ヒートポンプシステム。

【請求項2】 更に、前記低段側圧縮手段入口部での冷媒の過熱度を検出する低段過熱度検出手段と、その検出結果に応じて、前記過熱度が低段側吸入過熱度設定範囲内となるように前記絞り手段の開度を制御する絞り制御手段とを備えたことを特徴とする請求項1記載の二段圧縮ヒートポンプシステム。

【請求項3】 更に、前記第1熱交換手段と前記絞り手段との間に接続された第1冷媒経路と、その第1冷媒経路及び前記第1熱交換手段の間に、副絞り手段を介して入口側が接続され、出口側が前記低段側圧縮手段の冷媒出口側へ接続された第2冷媒経路と、前記高段側圧縮手段入口部での冷媒の過熱度を検出する高段側吸入過熱度検出手段と、その検出された過熱度が高段側吸入過熱度設定範囲内となるように前記副絞り手段の開度を制御する第1副絞り制御手段と、前記高段側圧縮手段出口部での冷媒の温度を検出する高段側吐出温度検出手段と、その検出された温度が、前記過熱度が前記高段側吸入過熱度設定範囲内にある時に高段側吐出温度設定範囲内となるように前記副絞り手段の開度を制御する第2副絞り制御手段とを備えたことを特徴とする請求項1記載の二段圧縮ヒートポンプシステム。

【請求項4】 第1熱交換手段は、並列に接続された複数の熱交換器であり、各熱交換器の冷媒出口側にはそれぞれ補助絞り手段が設けられ、前記複数の熱交換器のうち少なくとも一つは、その熱交換器の冷媒出口での冷媒の過冷度を検出する過冷度検出手段と、その検出された過冷度が過冷度設定範囲内となるようにその熱交換器の補助絞り手段の開度を制御する補助絞り制御手段とを備えたことを特徴とする請求項1又は3記載の二段圧縮ヒートポンプシステム。

【請求項5】 第1熱交換手段は、並列に接続された複数の熱交換器であり、各熱交換器の冷媒出口側にはそれぞれ補助絞り手段が設けられ、前記複数の熱交換器のうち少なくとも一つは空調用であり、その空調が行われる室の室温に応じて、その熱交換器の補助絞り手段の開度

2

を制御する室温補助絞り制御手段を備えたことを特徴とする請求項1又は3記載の二段圧縮ヒートポンプシステム。

【請求項6】 更に、前記高段圧力が前記高段圧力設定範囲内にある時に前記室温に応じて、前記低段側圧縮手段の圧縮比と前記高段側圧縮手段との圧縮比を実質上等しく保つように前記低段側圧縮手段及び前記高段側圧縮手段を制御する室温用制御手段を備えたことを特徴とする請求項5記載の二段圧縮ヒートポンプシステム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、給湯、暖房などに利用するための制御装置を有する二段圧縮ヒートポンプシステムに関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来、低温冷凍装置のように冷凍サイクルの蒸発圧力と凝縮圧力との比が大きい場合には、吐出温度上昇の防止、および圧縮機の効率を向上させるために一段の圧縮機を二台直列に接続した二段圧縮冷凍サイクル装置が使われている。

【0003】この場合、低段側圧縮機の吐出ガスは高圧の液冷媒や中間圧の二相冷媒と直接、あるいは間接的に熱交換して冷却された後、高段側圧縮機に吸入され、そこで高圧まで圧縮、吐出されサイクル内を循環する。こうすることによって高段側圧縮機の吸入ガス温度を低下させてその吐出温度上昇を防止するものである。

【0004】また、低温冷凍装置として用いた場合に、低段側、高段側圧縮機での各吸入圧力と各吐出圧力との比（圧縮比）を適当に設定することによって各段の圧縮機を効率のよい条件で運転し（例えば、低段側圧縮機の運転を主に制御する等）、冷凍サイクル効率が向上できるようにするものである。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記のような従来例では、低温冷凍装置のような単機能の用途にのみもっぱら用いられており、冷暖房給湯装置のように多用途に用いられた例はほとんどない。また一般に冷凍サイクルの制御においては、ある入出力関係（例えば圧縮機吸入過熱度を制御するための膨張弁操作）が他の入出力関係（例えば圧力を制御するための圧縮機操作）に外乱として影響を及ぼす。特に二段圧縮サイクルのようにシステムが複雑になればこの影響を十分に考慮してシステムを運転しなければならない。

【0006】しかしそのためのシステム全体の効率や信頼性を考慮した運転制御方法を含めた具体的な構成について提案されたものはない。

【0007】本発明は、従来のこのような課題を考慮し、冷暖房給湯装置等のように多用途の装置に適用した場合に、システム全体の効率や信頼性を向上できる二段圧縮ヒートポンプシステムを提供することを目的とする

ものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明は、圧縮比可変の低段側圧縮手段と、その低段側圧縮手段に直列に接続された圧縮比可変の高段側圧縮手段と、その高段側圧縮手段の冷媒出口側に接続された第1熱交換手段と、低段側圧縮手段の冷媒入口側に接続された第2熱交換手段と、第1熱交換手段と第2熱交換手段との間に設けられた絞り手段とを備えた二段圧縮ヒートポンプシステムにおいて、高段側圧縮手段の冷媒出口の冷媒圧力を検出する高段圧力検出手段と、その高段圧力検出手段の検出結果に

【0009】

【作用】本発明は、高段圧力検出手段が高段側圧縮手段の冷媒出口の冷媒圧力を検出し、制御手段が、その高段圧力検出手段の検出結果に応じて、冷媒圧力が所定の範囲内に納まるように、低段側圧縮手段の圧縮比と高段側圧縮手段の圧縮比とを実質上等しく保つように低段側圧縮手段及び高段側圧縮手段を制御する制御手段とを備えた二段圧縮ヒートポンプシステムである。

【0010】

【実施例】以下に、本発明をその実施例を示す図面に基づいて説明する。

【0011】図1は、本発明にかかる一実施例の二段圧縮ヒートポンプシステムの構成図である。図2は、同実施例の各制御器の入出力関係を示す図である。なお図1と図2で同一の番号を付けたものは同一のものであることを示す。図1はすなわち、二段圧縮ヒートポンプシステムを例えば給湯用及び空調用に用いた構成を示している。

【0012】図1において、二段圧縮ヒートポンプシステムには、周波数可変の低段側圧縮機構1及び周波数可変の高段側圧縮機構2が直列に接続され、その高段側圧縮機構2の冷媒出口側には（冷媒の流れは図面上反時計方向に循環する）、空調に用いる負荷側熱交換器（以下、空調用熱交換器と記す）3a及び、給湯に用いる負荷側熱交換器（以下、給湯用熱交換器と記す）3bが並列に接続されている。それら空調用熱交換器3a及び給湯用熱交換器3bの冷媒出口側には、それぞれ空調用補助絞り装置（補助絞り手段）8a及び給湯用補助絞り装置（補助絞り手段）8bが接続されている。空調用熱交換器3a及び給湯用熱交換器3bが第1熱交換手段を構成している。

【0013】一方、低段側圧縮機構1の冷媒入口側には、熱を回収する熱源側熱交換器（第2熱交換手段）5が接続され、その熱源側熱交換器5の冷媒入口側には、主絞り装置（絞り手段）4が接続されている。主絞り装

置4の冷媒入口側は、低段用冷媒と高段用冷媒との熱交換を図る冷媒対冷媒熱交換器6の低段用冷媒出口6cに接続され、冷媒対冷媒熱交換器6の低段用冷媒入口6aが、空調用補助絞り装置8a及び給湯用補助絞り装置8bの冷媒出口側に接続されている。以上の構成によって主冷凍サイクルが構成されている。

【0014】又、冷媒対冷媒熱交換器6の低段用冷媒入口6a側には副絞り装置7が接続され、その副絞り装置7の冷媒出口は冷媒対冷媒熱交換器6の高段用冷媒入口6bに接続され、高段用冷媒出口6dは低段側圧縮機構1と高段側圧縮機構2の中間合流点6eに接続されている。上述の低段用冷媒入口6a及び低段用冷媒出口6c間の冷媒経路が第1冷媒経路を構成し、高段用冷媒入口6b及び高段用冷媒出口6d間の冷媒経路が第2冷媒経路を構成している。

【0015】又、空調用熱交換器3aは、例えば室内ファン（図示せず）などとともに室内ユニット9を構成し部屋10に設置される。また給湯用熱交換器3bは、例えば貯湯槽11、流量可変の貯湯ポンプ機構12などとともに給湯ユニット13を構成している。

【0016】又、高段側圧縮機構2の冷媒出口側には、高段側圧縮機構2で圧縮されて空調用及び給湯用熱交換器3a、3bの出口に至るまでの冷媒圧力を高段圧力として検出する高段圧力検出手段30が設けられ、その高段圧力検出手段30には、その高段圧力が高段圧力設定範囲内となるように、かつ低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数の比が一定となるように、低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数を制御する第1圧縮機構制御器（制御手段）14が接続されている。又、部屋10には室温を検出する室温検出手段10aが設けられ、その室温検出手段10aには、高段圧力が高段圧力設定範囲内にある時に、その室温が室温設定値と一致するように、かつ低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数の比が一定となるように、低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数を制御する第2圧縮機構制御器（室温用制御手段）15が接続されている。

【0017】低段側圧縮機構1の冷媒入口側には、低段側圧縮機構1の入口部での冷媒の過熱度を低段側吸入過熱度として検出する低段過熱度検出手段31が設けられ、その低段過熱度検出手段31には、その低段側吸入過熱度が低段側吸入過熱度設定範囲内となるように、主絞り装置4の開度を制御する主絞り装置制御器（絞り制御手段）16が接続されている。

【0018】高段側圧縮機構2の入口側には、高段側圧縮機構2の入口部での冷媒の過熱度を高段側吸入過熱度として検出する高段側吸入過熱度検出手段32が設けられ、高段側吸入過熱度検出手段32には、その高段側吸入過熱度が高段側吸入過熱度設定範囲内となるように、副絞り装置7の開度を制御する第1副絞り装置制御器

5

(第1副絞り制御手段)17が接続されている。又、高段側圧縮機構2の出口側には、高段側圧縮機構2の出口部での冷媒温度を高段側吐出温度として検出する高段側吐出温度検出手段33が設けられ、その高段側吐出温度検出手段33には、前述の高段側吸入過熱度が高段側吸入過熱度設定範囲内にある時に、その高段側吐出温度が高段側吐出温度設定範囲内となるように、副絞り装置7の開度を制御する第2副絞り装置制御器(第2副絞り制御手段)18が接続されている。

【0019】給湯用熱交換器3bの出口部には、給湯用熱交換器3bの出口部での冷媒の過冷度を給湯用熱交換器出口過冷度として検出する給湯用過冷度検出手段34bが設けられ、その給湯用過冷度検出手段34bには、その給湯用熱交換器出口過冷度が給湯用熱交換器出口過冷度設定範囲内となるように、給湯用補助絞り装置8bの開度を制御する給湯用補助絞り装置制御器(補助絞り制御手段)20が接続されている。

【0020】空調用熱交換器3aの出口部には、空調用熱交換器3aの出口部での冷媒の過冷度を空調用熱交換器出口過冷度として検出する空調用過冷度検出手段34aが設けられ、その空調用過冷度検出手段34aには、その空調用熱交換器出口過冷度が空調用熱交換器出口過冷度設定範囲内となるように、空調用補助絞り装置8aの開度を制御する第1空調用補助絞り装置制御器(補助絞り制御手段)21が接続されている。又、室温検出手段10aには、その室温を室温設定値と一致するように空調用補助絞り装置8aの開度を制御する第2空調用補助絞り装置制御器(室温補助絞り制御手段)22が接続されている。

【0021】又、貯湯槽11の給湯水入口部には、給湯用熱交換器3bで加熱された給湯水の温度を給湯水温度として検出する湯温検出手段13aが設けられ、その湯温検出手段13aには、その給湯水温度を給湯水温度設定値と一致するように貯湯ポンプ機構12の給湯水流量を制御する貯湯ポンプ機構制御器19が接続されている。

【0022】次に、上記実施例の動作について説明する。

【0023】まず、冷凍サイクルの動作については、高段側圧縮機構2から吐出された冷媒は、空調用熱交換器3a用及び給湯用熱交換器3b用に分岐され、空調用熱交換器3aでは部屋10の空気と熱交換し、給湯用熱交換器3bでは給湯水と熱交換して凝縮液化する。その後、空調用補助絞り装置8aあるいは給湯用補助絞り装置8bを経た冷媒は、一度合流した後、高段用冷媒と低段用冷媒に分岐される。高段用冷媒は副絞り装置7で中間圧まで減圧されて寒冷を発生し、冷媒対冷媒熱交換器6の高段用冷媒入口6bより冷媒対冷媒熱交換器6に入る。低段用冷媒はそのまま冷媒対冷媒熱交換器6の低段用冷媒入口6aより冷媒対冷媒熱交換器6に入り、冷媒

6

対冷媒熱交換器6内で、高段用冷媒と低段用冷媒は間接的に熱交換をおこなう。

【0024】熱交換された低段用冷媒は冷却されて過冷度が增大し、冷媒対冷媒熱交換器6の低段用冷媒出口6c、主絞り装置4を経て熱源側熱交換器5に至る。冷媒はここで熱源より吸熱して蒸発し、低段側圧縮機構1に入り、圧縮吐出され高温ガスとなり中間合流点6eに至る。一方高段用冷媒は冷媒対冷媒熱交換器6内で加熱され一部が気化して、高段用冷媒出口6dから中間合流点6eに至る。中間合流点6eでは、高段用冷媒と低段用冷媒が再び合流して直接的に熱交換して低段用冷媒を冷却した後、高段側圧縮機構2に吸入され圧縮される。

【0025】次に、図1と図2を用いて各制御器の動作について説明する。

【0026】第1圧縮機構制御器14は、例えば高段圧力が高段圧力設定範囲を下回ったときには低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数を増大させる。このときの低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数の比は、中段圧力(高段側圧縮機構2の吸入圧力あるいは低段側圧縮機構1の吐出圧力)がほぼ高段圧力と低段圧力(熱源側熱交換器5内での冷媒の蒸発圧力)との相乗平均値となるようにあらかじめ設定されている。したがって高段圧力が適正な圧力範囲内に維持され、かつ低段側圧縮機構1での圧縮比(=中段圧力/低段圧力)と高段側圧縮機構2での圧縮比(=高段圧力/中段圧力)がほぼ等しくなるため、空調用熱交換器3aあるいは給湯用熱交換器3bで安定して効率よく高温を得ることが可能となる。すなわち、低段側圧縮機構1での圧縮比と高段側圧縮機構2での圧縮比が常にほぼ等しくなるように、低段側圧縮機構1と高段側圧縮機構2を運転制御することによってシステム全体の効率と信頼性を向上させている。

【0027】第2圧縮機構制御器15は、例えば高段圧力が高段圧力設定範囲内にあり、部屋10の室温が室温設定値を下回ったときには、低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数を増大させる。このときも低段側圧縮機構1の周波数と高段側圧縮機構2の周波数の比は、第1圧縮機構制御器14と同様に設定されている。したがって低段側圧縮機構1での圧縮比(=中段圧力/低段圧力)と高段側圧縮機構2での圧縮比(=高段圧力/中段圧力)がほぼ等しく、かつ部屋10の負荷に応じて安定して効率よく高温を得ることが可能となる。

【0028】主絞り装置制御器16は、例えば低段側吸入過熱度が低段側吸入過熱度設定範囲を下回ったときには、主絞り装置4によって熱源側熱交換器5に流入する冷媒量を制限する。したがって低段側吸入過熱度が適正範囲内に維持されるため、液圧縮による圧縮機構の破損防止あるいは低段側圧縮機構1の吐出冷媒温度の上昇防止が実現でき、さらに低段側圧縮機構1の効率が向上するものである。

【0029】第1副絞り装置制御器17は、例えば高段側吸入過熱度が高段側吸入過熱度設定範囲を下回ったときには、副絞り装置7の開度を制御することによって、中間合流点6eで低段用冷媒と合流して低段用冷媒を冷却する高段用冷媒量を制限する。したがって高段側吸入過熱度が適正範囲内に維持されるため、液圧縮による圧縮機構の破損防止あるいは高段側圧縮機構2の吐出冷媒温度の上昇防止、さらに高段側圧縮機構2の効率の向上が実現できる。

【0030】第2副絞り装置制御器18は、例えば高段側吸入過熱度が高段側吸入過熱度設定範囲内にあり、かつ高段側吐出温度が高段側吐出温度設定範囲を上回ったときには、副絞り装置7の開度を制御することによって、中間合流点6eで低段用冷媒と合流して低段用冷媒を冷却する高段用冷媒量を増大させる。したがって高段側の吸入過熱度が低下して高段側吐出温度が適正範囲内に維持されるため、吐出温度異常上昇による圧縮機構の破損防止あるいは吐出冷媒の顕熱の有効利用が実現できるものである。

【0031】貯湯ポンプ機構制御器19は、例えば給湯水温度が給湯水温度設定値を下回ったときには貯湯ポンプ機構12によって給湯用熱交換器3bに流入する給湯水量を制限する。したがって給湯水温度を給湯水温度設定値に一致させることができる。

【0032】給湯用補助絞り装置制御器20は、例えば給湯用熱交換器出口過冷度が給湯用熱交換器出口過冷度設定範囲を上回ったときには、給湯用補助絞り装置8bの開度を制御することによって、給湯用熱交換器3bから流出する冷媒量を増大させる。

【0033】第1空調用補助絞り装置制御器21は、例えば空調用熱交換器出口過冷度が空調用熱交換器出口過冷度設定範囲を上回ったときには、空調用補助絞り装置8aの開度を制御することによって、空調用熱交換器3aから流出する冷媒量を増大させる。又、第2空調用補助絞り装置制御器22は、空調用熱交換器出口過冷度が空調用熱交換器出口過冷度設定範囲内にあるときに部屋10の室温が室温設定値を下回ったときには、空調用補助絞り装置8a開度を制御することによって、空調用熱交換器3aに流入する冷媒量を増大させる。したがって空調用熱交換器出口過冷度、給湯用熱交換器出口過冷度をとともに適正範囲内に維持するように冷媒分流が行われ、さらに部屋10の負荷に応じて空調用熱交換器3aに流入する冷媒量を調整することができるので、空調用熱交換器3a、給湯用熱交換器3bで効率よく高温を得ることが可能となり、また空調用熱交換器3a、給湯用熱交換器3bでの冷媒の溜り込みを防止して冷凍サイクル全体での適正な冷媒分布を維持できるためシステムの信頼性を向上させることも可能となる。

【0034】以上の構成により、負荷側熱交換器3a、3bにおける高温と高能力を確保し、かつ二段圧縮ヒ-

トポンプシステム全体を効率の高いかつ安定した信頼性の高い運転が実現できるものである。さらに高段側圧縮機構2の周波数と低段側圧縮機構1の周波数の比を一定にして制御することによりシステム構成に要する部品点数を少なくできコスト低減も実現できるものである。

【0035】なお、上記実施例では、低段側圧縮手段である低段側圧縮機構1の圧縮比と高段側圧縮手段である高段側圧縮機構2の圧縮比とを実質上等しく保つために、周波数を制御する構成としたが、これに限らず、低段側圧縮機構1の圧縮比と高段側圧縮機構2の圧縮比とを実質上等しく保つように制御できればよく、例えば駆動電圧など他の方法により制御する構成にしてもよい。なおここで実質上等しいとは、約1割程度の差があってもよいことを意味する。

【0036】また、上記実施例では、高段側圧縮機構2の冷媒出口側に2台の負荷側熱交換器を並列に接続した構成としたが、これに限らず、負荷側熱交換器の台数は1台、あるいは3台以上であっても勿論よい。

【0037】また、上記実施例では、各制御器14~18、20~22のすべてを用いてヒートポンプシステムを制御する構成にしたが、これに限らず、第1圧縮機構制御器14のみで制御するように構成してもよい。あるいは又、第1圧縮機構制御器14と主絞り装置制御器16、第1圧縮機構制御器14と第1及び第2副絞り装置制御器17、18、第1圧縮機構制御器14と給湯用又は、第1及び第2空調用補助絞り装置制御器20、21、22、第1圧縮機構制御器14と第2圧縮機構制御器15等の組合せで制御するように構成してもよい。更に、第1圧縮機構制御器14と他の制御器のうちいずれか2つ以上を組み合わせで制御するように構成するようにしてもよい。

【0038】また、上記実施例では、熱交換器である2つの負荷側熱交換器を空調用と給湯用にそれぞれ用いたが、これに限らず、例えば両方とも空調用として用いてもよい。あるいは又、両方とも給湯用として用いてもよい。

【0039】また、上記実施例では、負荷側熱交換器を空調用と給湯用に用いたが、これに限定されるものではなく、熱源を必要とする例えば、乾燥用など他の用途に用いてもよい。

【0040】

【発明の効果】以上述べたところから明らかなように本発明は、高段側圧縮手段の冷媒出口の冷媒圧力を検出する高段圧力検出手段と、その高段圧力検出手段の検出結果に応じて、冷媒圧力が所定の範囲内に納まるように、低段側圧縮手段の圧縮比と高段側圧縮手段の圧縮比とを実質上等しく保つように低段側圧縮手段及び高段側圧縮手段を制御する制御手段とを備えているので、冷暖房給湯装置等のように多用途の装置に適用した場合に、システム全体の効率や信頼性を向上できるという長所を有す

る。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明にかかる一実施例の二段圧縮ヒートポンプシステムの構成図である。

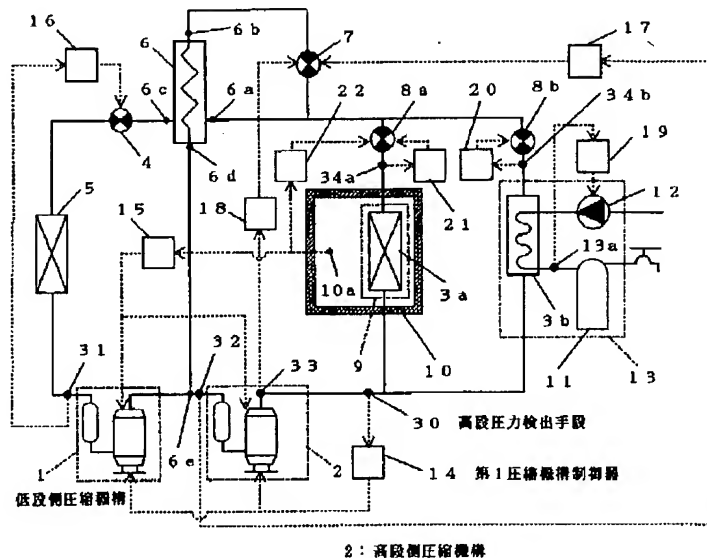
【図2】同実施例の二段圧縮ヒートポンプシステムの制御入出力関係を示す図である。

【符号の説明】

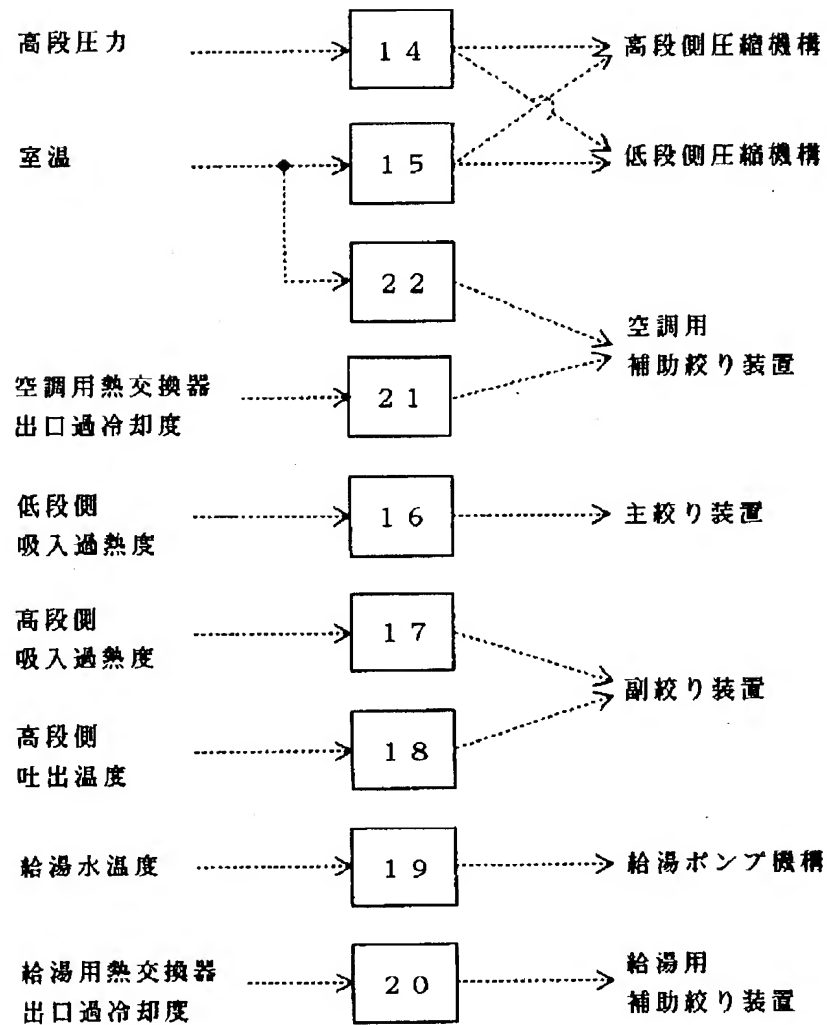
- 1 低段側圧縮機構
- 2 高段側圧縮機構
- 3 a 空調用熱交換器
- 3 b 給湯用熱交換器
- 4 主絞り装置
- 5 熱源側熱交換器
- 6 冷媒対冷媒熱交換器
- 6 a 低段用冷媒入口
- 6 b 高段用冷媒入口
- 6 c 低段用冷媒出口

- 6 d 高段用冷媒出口
- 7 副絞り装置
- 8 a 空調用補助絞り装置
- 8 b 給湯用補助絞り装置
- 14 第1圧縮機構制御器
- 15 第2圧縮機構制御器
- 16 主絞り装置制御器
- 17 副絞り装置制御器
- 20 給湯用補助絞り装置制御器
- 21 第1空調用補助絞り装置制御器
- 22 第2空調用補助絞り装置制御器
- 30 高段圧力検出手段
- 31 低段過熱度検出手段
- 32 高段側吸入過熱度検出手段
- 33 高段側吐出温度検出手段
- 34 a 空調用過冷度検出手段
- 34 b 給湯用過冷度検出手段

【図1】



【図2】



フロントページの続き

(72)発明者 戎 晃司  
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器  
産業株式会社内

PAT-NO: JP406002966A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06002966 A

TITLE: TWO-STAGE COMPRESSION HEAT PUMP  
SYSTEM

PUBN-DATE: January 11, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

FUNAKURA, SHOZO

NAKATANI, KAZUO

TAGASHIRA, MINORU

EBISU, KOJI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP04156945

APPL-DATE: June 16, 1992

INT-CL (IPC): F25B001/10

US-CL-CURRENT: 62/324.1

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide a two-stage compression heat pump system in which an efficiency and reliability of the entire system can be improved when applied to an apparatus for multiple applications such as a room cooling/heating and hot water supplying apparatus, etc.

CONSTITUTION: High-stage pressure detecting means 30 detects a refrigerant pressure of a refrigerant outlet of a high-stage side



compressing mechanism 2.

A first compressing mechanism controller 14 so controls a low-stage side compressing mechanism 1 and the mechanism 2 as to keep a compression ratio of the mechanism 1 and a compression ratio of the mechanism 2 substantially equal to keep the refrigerant pressure within a predetermined range in response to a detected result of the means 30.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio